



TUGAS AKHIR - TF 141581

**OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELICAL BAFFLE* DI PT. PJB UP PAITON PROBOLINGGO**

Yudha Dwi Kiswanto  
NRP 0231 1340000 066

Dosen Pembimbing  
Hendra Cordova, S.T, M.T  
NIP. 19690530 199412 1 001

PROGRAM STUDI S1 TEKNIK FISIKA  
DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2018





**TUGAS AKHIR - TF 141581**

**OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE*  
*HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELICAL BAFFLE*  
DI PT. PJB UP PAITON PROBOLINGGO**

Yudha Dwi Kiswanto  
NRP 0231 1340000 066

Dosen Pembimbing  
Hendra Cordova, S.T, M.T  
NIP. 19690530 199412 1 001

PROGRAM STUDI S1 TEKNIK FISIKA  
DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2018

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*



**FINAL PROJECT - TF141581**

***OPTIMIZATION OF SHELL AND TUBE HEAT  
EXCHANGER REDESIGN USING HELICAL BAFFLE AT  
PT. PJB UP PAITON PROBOLINGGO***

Yudha Dwi Kiswantoro  
NRP 0231 1340000 066

*Supervisor*  
Hendra Cordova, S.T, M.T

*DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS  
Faculty of Industrial Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018*

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

## PERNYATAAN BEBAS PLAGIASME


Saya yang bertanda tangan di bawah ini

Nama : Yudha Dwi Kiswantoro  
NRP : 02311340000066  
Jurusan/ Prodi : Teknik Fisika/ S1 Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "Optimisasi Pada Desain Ulang *Shell and Tube Heat Exchanger* menggunakan *Hellical Baffle* Di PT. PJB UP Paiton Probolinggo" adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 22 Januari 2017  
Yang membuat pernyataan,



Yudha Dwi Kiswantoro  
NRP 02311340000066

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*



# LEMBAR PENGESAHAN I

## TUGAS AKHIR

### OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE* *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELLICAL* *BAFFLE* DI SEBUAH PT. PJB UP PAITON PROBOLINGGO

Oleh:

Yudha Dwi Kiswantoro  
NRP 0231 1340000 066

Surabaya, 22 Januari 2017

Menyetujui,  
Dosen Pembimbing



Hendra Cordova, S.T., M.T  
NIPN. 19690530 199412 1 001

Mengetahui

Kapala Departemen  
Teknik Fisika FTI-ITS



Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si, Ph.D  
NIPN. 19780902 200312 1 002

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

**LEMBAR PENGESAHAN II**  
**OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE***  
***HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELLICAL***  
***BAFFLE* DI PT. PJB UP PAITON PROBOLINGGO**


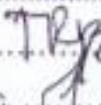

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Yudha Dwi Kiswantoro**  
**NRP. 0231 1340000 066**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Hendra Cordova, S.T, M.T. .........(Pembimbing )
2. Totok Ruki Biyanto, P.hD. .........(Ketua Penguji)
3. Detak Yan Pratama, S.T, M.Sc. .........(Penguji 1)

**SURABAYA**  
**JANUARI, 2018**

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

# **OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE* *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELLICAL* *BAFFLE* DI SEBUAH *POWER PLANT***

**Nama** : Yudha Dwi Kiswantoro  
**NRP** : 02311340000066  
**Departemen** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Hendra Cordova, S.T, M.T

## **Abstrak**

*High pressure heater* merupakan jaringan *heat exchanger* yang berfungsi untuk mengambil kembali panas dari fluida hasil proses untuk fluida bahan baku. *Heat exchanger* yang umum terdapat pada *high pressure heat* adalah jenis *shell and tube*. Performansi dari *shell and tube heat exchanger* dapat dilihat dari nilai *overall heat transfer coefficient* yang dihasilkan dari *heat exchanger* itu sendiri. Untuk meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient* dilakukan dengan mengubah arah aliran fluida di sisi shell dengan menggunakan *baffle*. *Segmental baffle* membuat arah aliran fluida pada shell menjadi zig zag ketika melintasi tube bundle sehingga nilai *overall heat transfer coefficient* akan meningkat, namun *pressure drop* juga akan meningkat karena fluida berubah arah dengan menabrak *baffle* itu sendiri. Untuk itu dilakukan optimisasi desain dengan mengubah dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle* agar didapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang tinggi dan *shell pressure drop* yang rendah. Dari hasil optimisasi yang telah dilakukan didapatkan *overall heat transfer coefficient* meningkat dengan rata-rata sebesar 15.15% atau 327.9780 (W/m<sup>2</sup>.K) dengan metode GA dan 37.6% atau 426.827 (W/m<sup>2</sup>.K) untuk metode *duelist* dan *shell pressure drop* berkurang dengan perbedaan sebesar -13% atau -0.3006 Psi untuk metode GA dan -37.6% atau -0.012656 Psi untuk *Duelist*.

**Kata kunci** : *Heat exchanger, segmental baffle, helical baffle, overall heat transfer coefficient, shell pressure drop*

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

**OPTIMIZATION OF SHELL AND TUBE HEAT  
EXCHANGER REDESIGN USING HELICAL BAFFLE AT A  
POWER PLANT**

**Name** : Yudha Dwi Kiswanto  
**NRP** : 0231134000066  
**Departement** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Supervisor** : Hendra Cordova, S.T, M.T

**Abstract**

*High pressure heater is a heat exchanger network which function to recover heat from processed fluids for raw material fluids. Heat exchanger which is commonly found in high pressure heat is a type of shell and tube. Performance of the shell and tube heat exchanger can be seen from the value of overall heat transfer coefficient produced from the heat exchanger itself. To increase the value of overall heat transfer coefficient is done by changing the direction of fluid flow on the shell side by using baffle. Segmental baffles make the direction of the fluid flow in the shell to zig zag when crossing the tube bundle so that the overall heat transfer coefficient value will increase, but the pressure drop will also increase as the fluid changes direction by crashing the baffle itself. Therefore, design optimization is done by changing from segmental baffle to helical baffle to get the high value of heat transfer coefficient and lower shell pressure drop. From the results of the optimization that has been done it was found overall heat transfer coefficient increased with the average 15.15% or 327.9780 (W/m<sup>2</sup>.K) with GA and 37.6% or 426.827 (W/m<sup>2</sup>.K) with duelist and shell pressure drop decrease into the average - 13% or -0.3006 Psi with GA and 37.6% or 0.012656 Psi with Duelist.*

**Keywords:** Heat exchanger, segmental baffle, helical baffle, overall heat transfer coefficient, shell pressure drop

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*



## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “**Optimisasi Pada Desain Ulang *Shell and Tube Heat Exchanger* menggunakan *Hellical Baffle* Di PT. PJB UP Paiton Probolinggo**”. Penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Agus Muhammad Hatta, ST, MSi, Ph.D, selaku Ketua Jurusan Teknik Fisika ITS.
2. Bapak Hendra Cordova, ST, MT selaku dosen pembimbing tugas akhir.
3. Bapak Totok Ruki Biyanto, Ph.D, selaku ketua KBM Instrumentasi departemen Teknik Fisika FTI-ITS.
4. Bapak Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA selaku dosen wali yang selalu memberikan arahan di departemen Teknik Fisika FTI-ITS.
5. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di departemen Teknik Fisika - ITS.
6. Bapak, Ibu, Adik, dan Keluarga yang selalu memberikan motivasi serta mendoakan penulis.
7. Teman - teman Mei Coffe yang selalu memberikan semangat dan motivasi dalam pengerjaan tugas akhir.
8. Teman - teman asisten laboratorium rekayasa instrumentasi dan kontrol yang turut membantu penulis dalam pengerjaan tugas akhir.
9. Teman-teman seperjuangan tugas akhir yang turut memberikan semangat dalam mengerjakan Tugas Akhir.

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna. Oleh karena itu sangat diharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak sehingga mencapai sesuatu yang lebih baik lagi. Penulis juga berharap semoga laporan ini dapat menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembacanya.

Surabaya, 22 Januari 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
<i>COVER PAGE</i> .....	iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASME.....	v
LEMBAR PENGESAHAN I .....	vii
LEMBAR PENGESAHAN II .....	ix
Abstrak.....	xi
<i>Abstract</i> .....	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR .....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan .....	3
1.4 Lingkup Kerja .....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Shell and Tube Heat Exchanger .....	5
A. Tipe Heat exchanger Shell and Tube Heat.....	6
B. Desain <i>Tube</i> .....	8
C. Tube dan Tube Pass .....	9
D. Pola Letak <i>Tube</i> .....	10
E. Baffle .....	11

2.3 Persamaan Perpindahan Panas untuk <i>Heat Exchanger</i> .....	13
2.3 Genetic Algorithm .....	14
BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....	17
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	17
3.2 Pengambilan Data Heat Exchanger .....	18
3.3 Penentuan Fungsi Objektif .....	18
3.4 Optimisasi Heat Exchanger menggunakan Software MATLAB.....	27
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....	31
4.1 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan...	31
4.2 Optimisasi <i>Heat Exchanger Shell and Tube</i> menggunakan metode GA .....	34
4.3 Optimisasi <i>Heat Exchanger Shell and Tube</i> menggunakan metode <i>Duelist Alghorithm</i> .....	36
4.4 Constrain Pada Teknik Optimisasi.....	38
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....	43
5.1 Kesimpulan.....	43
5.2 Saran.....	43
DAFTAR PUSTAKA.....	45
LAMPIRAN A	
LAMPIRAN B	
BIODATA PENULIS	

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2. 1</b> Bagian dan Konstruksi Shell and Tube .....	5
<b>Gambar 2. 2</b> Jenis standar header depan, badan shell dan header belakang .....	7
<b>Gambar 2. 3</b> Desain U-tube .....	8
<b>Gambar 2. 4</b> Desain Fixed Tube Sheet.....	8
<b>Gambar 2. 5</b> Desain Floating Head .....	9
<b>Gambar 2. 6</b> Pola Letak Tube (a) 30° (b) 60° (c) 90° (d) 45° ....	10
<b>Gambar 2. 7</b> Horizontal Cut Single Segmental Baffle .....	11
<b>Gambar 2. 8</b> Vertical Cut Single Segmental Baffle.....	12
<b>Gambar 2. 9</b> Helical Baffle .....	13
<b>Gambar 2. 10</b> Proses Crossover .....	15
<b>Gambar 2. 11</b> Proses Mutasi .....	16
<b>Gambar 3. 1</b> Diagram alir tugas akhir .....	17
<b>Gambar 3. 2</b> Layout segmental baffle .....	22
<b>Gambar 3. 3</b> Layout helical baffle .....	25
<b>Gambar 3. 4</b> Diagram alir optimisasi .....	28
<b>Gambar 4. 1</b> Hasil Nilai U Setelah di lakukan Optimisasi GA..	35
<b>Gambar 4. 2</b> Hasil Nilai U Setelah di lakukan Optimisasi Duelist .....	37

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b> Keterangan Nomor Pada Gambar 2.1 .....	6
<b>Tabel 3. 1</b> Mass flow rate, temperatur masuk dan keluar, dan specific heat dari fluida pada HPH-5.....	18
<b>Tabel 3. 2</b> Nilai koefisien $a_1, a_2a_3, a_4$ .....	23
<b>Tabel 4.1</b> Spesifikasi Desain Heat Exchanger HPH-5 .....	32
<b>Tabel 4.2</b> Hasil kalkulasi Pada Heat Exchanger HPH-5 .....	33
<b>Tabel 4.3</b> Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi GA dengan Data Desain.....	34
<b>Tabel 4.4</b> Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi Duelist Alghorithm dengan Data Desain.....	36
<b>Tabel 4.5</b> Perubahan Parameter Heat Exchanger menggunakan metode GA .....	39
<b>Tabel 4.6</b> Perubahan Parameter Heat Exchanger menggunakan metode Duelist.....	40

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Dengan kemajuan teknologi yang sangat pesat dewasa ini, listrik merupakan salah satu kebutuhan vital. Hal ini dapat dibuktikan dengan peralatan-peralatan listrik yang semakin banyak dimanfaatkan, mulai dari peralatan sederhana yang dimanfaatkan di rumah tangga sampai peralatan yang lebih kompleks yang dimanfaatkan di industri besar, semuanya memakai tenaga listrik. Tenaga listrik dapat diperoleh dari berbagai macam cara, salah satunya adalah dengan power plant. Power plant adalah pembangkit listrik yang memanfaatkan energi panas dari uap untuk menggerakkan turbin uap sehingga dapat digunakan untuk membangkitkan energi listrik melalui generator listrik. Uap yang dihasilkan ini berasal dari perubahan fase air umpan di dalam boiler akibat mendapatkan energi panas dari hasil pembakaran bahan bakar.

Salah satu bagian yang penting pada proses pada sebuah power plant adalah *high pressure heater*. *High pressure heater* berfungsi untuk menaikkan temperatur secara bertahap atau sebagai pemanas lanjut yang menggunakan uap ekstraksi dari turbin sebagai sumber pemanasan [1], *jenis heat exchanger* yang digunakan pada *high pressure heater* adalah *shell and tube*.

*Shell and tube* digunakan karena memiliki desain konstruksi yang sederhana, perawatan yang mudah, dan mampu bekerja dalam berbagai macam kondisi operasi seperti *temperature* yang tinggi, tekanan yang tinggi, fluida yang korosif, dll [2].

Untuk memenuhi kebutuhan industri modern, berbagai cara optimisasi dilakukan untuk meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dari *shell and tube heat exchanger* dan mengurangi *pressure drop* yang terdapat pada sisi *shell*. Salah satu cara yang digunakan adalah dengan menggunakan *baffle* untuk mengubah arah aliran di sisi *shell* untuk meningkatkan turbulensi [3].

Jenis baffle yang umum digunakan adalah *segmental baffle*, pada jenis ini fluida dipaksa untuk mengalir secara zig zag melintasi *tube bundle* yang berada pada sisi *shell*, perubahan arah aliran fluida ini yang menyebabkan nilai *overall heat transfer coefficient* meningkat, akan tetapi *segmental baffle* mempunyai kelemahan, yaitu *pressure drop* yang tinggi karena fluida berubah arah aliran dengan cara menabrak *baffle* itu sendiri. Untuk mengatasi hal ini beberapa cara telah dilakukan seperti merubah desain dari *segmental baffle* menjadi *double segmental baffle* [4] dan optimisasi jarak antar *baffle* [5]. Akan tetapi optimasi yang telah dilakukan belum mampu mengatasi kekurangan yang ada pada *segmental baffle*.

Oleh karena itu diperlukan suatu jenis baffle terbaru, yaitu *helical baffle*. Baffle jenis ini pertama kali dikembangkan oleh Lutchka and Nemcansky [6]. Sesuai dengan nama yang digunakan, *helical baffle* pada *shell and tube heat exchanger* mempunyai bentuk yang helical sehingga fluida mengalir di sisi *shell* secara kontinu yang akan meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dan mengurangi *pressure drop* [7].

Pada penelitian kali ini akan dilakukan optimasi pada *shell and tube heat exchanger* dengan mengubah jenis baffle yang digunakan dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle* dengan variabel sudut kemiringan *helical baffle* dan jarak antar *baffle* menggunakan metode *genetic algorithm* [9].

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang pada tugas akhir ini, maka permasalahan yang dapat diangkat adalah sebagai berikut:

- Bagaimana hasil *overall heat transfer coefficient* sebelum dan sesudah optimasi dengan menggunakan *helical baffle*?
- Bagaimana hasil *pressure drop* sebelum dan sesudah optimasi dengan menggunakan *helical baffle*?

- Bagaimana pengaruh jarak antar *baffle* dan sudut *helical baffle* terhadap *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*?

### 1.3 Tujuan

Tujuan dilakukan tugas akhir ini adalah:

- Mengetahui hasil *overall heat transfer coefficient* sebelum dan sesudah optimasi dengan menggunakan *helical baffle*.
- Mengetahui hasil *pressure drop* sebelum dan sesudah optimasi dengan menggunakan *helical baffle*.
- Mengetahui pengaruh jarak antar *baffle* dan sudut *helical baffle* terhadap *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*?

### 1.4 Lingkup Kerja

Adapun lingkup kerja yang dibuat adalah sebagai berikut:

- Tipe *heat exchangers* yang digunakan adalah *shell and tube*.
- Metode optimasi yang digunakan adalah *genetic algorithm* dan *duelist algorithm*.

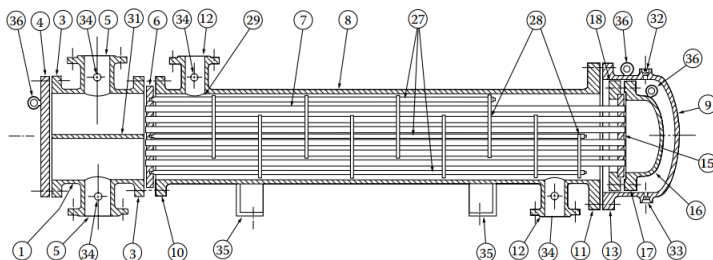
*Halaman sengaja dikosongkan*

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Shell and Tube Heat Exchanger

*Heat exchanger* adalah alat yang berfungsi untuk memindahkan panas antara dua atau lebih fluida dengan suhu yang berbeda. *Shell and tube* adalah salah satu jenis *heat exchanger* yang paling banyak digunakan, dan umumnya dirancang khusus untuk kondisi kapasitas dan operasi apapun, dari vakum hingga tekanan tinggi lebih dari 15.000 psig (100 MPa), dari kondisi kriogenik hingga suhu tinggi 2000°F (1100°C), fouling berat, cairan kental, erosi, korosi, toksisitas, multikomponen, getaran, dll. Selain itu *shell and tube* dapat dibangun dengan berbagai macam jenis material logam (tembaga, paduan, monel, nikel, aluminium, karbon / *stainless steel*, dll) dan non logam (grafit, kaca dan Teflon, dll). *Heat exchanger shell and tube* banyak digunakan sebagai *heat exchanger* pada proses minyak dan gas, petrokimia dan industri kimia; sebagai pemanas air umpan boiler, alat *heat exchanger* perubahan fasa (misalnya reboilers dan kondensor), *evaporator*, *generator* uap dan pendingin oli di pembangkit listrik, dalam beberapa aplikasi pendingin dan pendingin udara [12].



**Gambar 2. 1** Bagian dan Konstruksi Shell and Tube

[10]

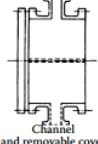
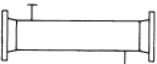
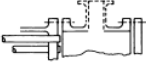
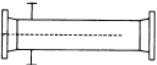

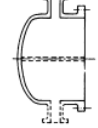
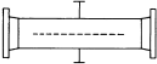
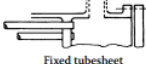
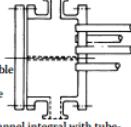
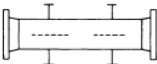
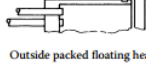
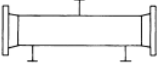
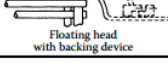
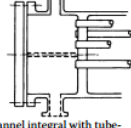
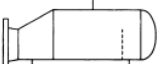
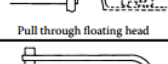
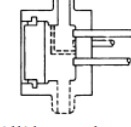
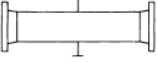
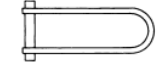

**Tabel 2. 1** Keterangan Nomor Pada Gambar 2.1

No.	Keterangan	No.	Keterangan
1	<i>Stationary Head - Channel</i>	28	<i>Transverse Baffle Or Support Plates</i>
3	<i>Stationary Head - Flange Channel Or Bonnet</i>	29	<i>Impingement Plate</i>
4	<i>Channel Cover</i>	31	<i>Pass Partition</i>
5	<i>Stationary Head Nozzle</i>	32	<i>Vent Connection</i>
6	<i>Stationary Tube Sheet</i>	33	<i>Drain Connection</i>
7	<i>Tubes</i>	34	<i>Instrument Connection</i>
8	<i>Shell</i>	35	<i>Support Saddle</i>
9	<i>Shell Cover</i>	36	<i>Lifting Lug</i>
10	<i>Shell Flange Stationary Head End</i>		
11	<i>Shell Flange Rear Head End</i>		
12	<i>Shell Nozzle</i>		
13	<i>Shell Cover Flange</i>		
15	<i>Floating Tube Sheet</i>		
16	<i>Floating Head Cover</i>		
17	<i>Floating Head Backing Device</i>		
18	<i>Floating Head Backing Device</i>		
27	<i>Tierods And Spacers</i>		

### **A. Tipe Heat exchanger Shell and Tube Heat**

*Heat exchanger shell and tube* terdiri dari tiga bagian utama, yaitu, header depan, header belakang dan badan *Shell*. Masing – masing bagian ini telah distandarisasi oleh TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) dan dapat diidentifikasi dengan karakter alfabet seperti yang terlihat pada. *Heat exchanger shell and tube* ditunjuk dengan menggunakan sebutan

*header* depan, badan *shell*, dan *header* belakang, terdiri dari tiga karakter alfabet, seperti AES, AKT, AJW, BEM, AEP, dan CFU. TEMA telah menetapkan tujuh jenis badan *shell*, lima jenis *header* depan, dan delapan jenis *header* belakang yang ditunjukkan pada Gambar 2.1 [12].

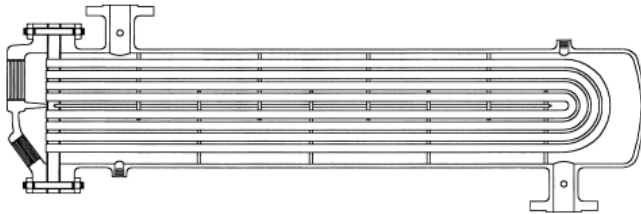
Front end stationary head types		Shell types		Rear end head types	
A		E		L	
	Channel and removable cover	F		M	
B		G		N	
C		H		P	
	Channel integral with tube-sheet and removable cover	J		S	
N		K		T	
D		X		U	
	Special high pressure closure			W	

**Gambar 2. 2** Jenis standar header depan, badan *shell* dan header belakang

[10]

### B. Desain Tube

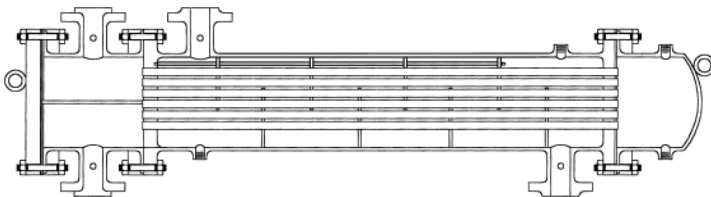
Terdapat tiga jenis desain tube, yaitu *U-tube*, *fixed tube sheet*, dan *floating head*. Tujuan desain adalah untuk mengakomodasi ekspansi termal, proses pembersihan yang mudah, atau biaya konstruksi yang rendah [11].



**Gambar 2. 3** Desain U-tube

[10]

U-tube (Gambar 2.3) mempunyai biaya konstruksi yang rendah karena hanya memerlukan satu *tube sheet*. Tetapi sisi *tube* tidak dapat dibersihkan secara mekanikal karena lekukan U pada sisi *tube*, sehingga fluida yang mengalir pada sisi *tube* biasanya fluida yang bersih. U-tube juga digunakan bila diperlukan ekspansi termal yang tinggi [11].

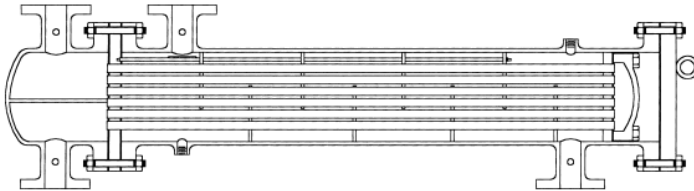


**Gambar 2. 4** Desain *Fixed Tube Sheet*

[10]



*Fixed tube sheet* (Gambar 2.4) adalah yang paling banyak digunakan, pada desain jenis ini sisi depan dan belakang shell dilas langsung terhadap *tube sheet* sehingga bundel *tube* tidak dapat dibersihkan. Jenis ini biasa digunakan dalam kondisi fluida yang mengalir di sisi *shell* bersih, dan pembongkaran bundel *tube* tidak diperlukan [11].



**Gambar 2. 5** Desain *Floating Head*

[10]

Pada jenis *floating head* terdapat satu *tube sheet* yang tetap biasa pada pagian depan dan *tube sheet* satunya dapat mengapung bebas untuk mengakomodasi ekspansi termal [11].

### **C. Tube dan Tube Pass**

Pada *heat exchanger shell and tube*, bisa terdapat satu atau lebih *tube pass*. Penggunaan lebih dari satu *tube pass* dilakukan untuk meningkatkan kecepatan fluida pada sisi tabung dan koefisien perpindahan panas (dalam penurunan tekanan yang tersedia) dan untuk meminimalkan *fouling*. Jika, karena alasan arsitektural, cairan sisi tabung harus masuk dan keluar pada sisi yang sama, jumlah *tube pass* wajib berjumlah genap (2, 4, 6, dll) [10].

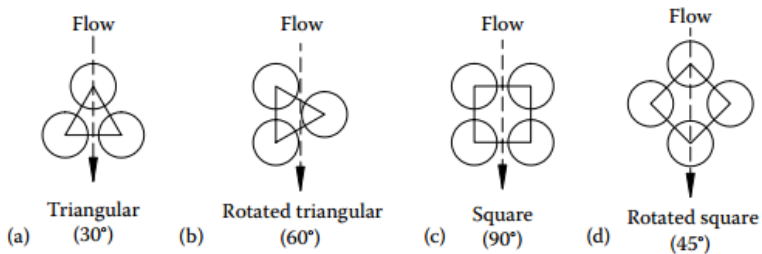
Logam yang digunakan untuk *tube* dapat berupa baja karbon rendah, baja paduan rendah, *stainless steel*, tembaga, *cupronickel*, *inconel*, aluminium (dalam bentuk paduan), atau titanium, bahan

selain logam juga dapat digunakan tergantung dari aplikasi spesifik [10].

Tube dengan diameter kecil (8 – 15 mm) lebih diutamakan karena mempunyai luasan yang lebar / densitas volume yang terbatas. Panjang *tube* mempengaruhi biaya dan operasi *heat exchanger*. Pada dasarnya, semakin panjang *tube* (untuk permukaan total tertentu), semakin sedikit *tube* yang dibutuhkan, semakin sedikit lubang yang dibor, dan diameter *shell* berkurang, sehingga menghasilkan biaya yang lebih rendah [10].

#### D. Pola Letak Tube

Penyusunan tata letak *tube* dilakukan supaya dapat memuat sebanyak mungkin *tube* di dalam *shell* agar dapat mencapai area perpindahan panas maksimum. Terdapat empat pola tata letak *tube* yaitu, segitiga ( $30^\circ$ ), segitiga diputar ( $60^\circ$ ), kotak ( $90^\circ$ ), dan kotak diputar ( $45^\circ$ ) [12].



**Gambar 2. 6** Pola Letak Tube (a)  $30^\circ$  (b)  $60^\circ$  (c)  $90^\circ$  (d)  $45^\circ$

[12]

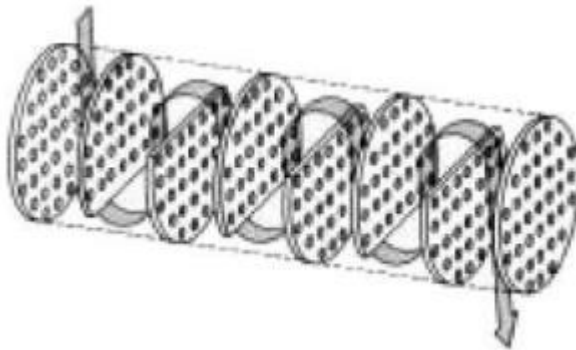
Untuk jarak antar tube dan kecepatan aliran yang sama, koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan pressure drop, dalam urutan menurun adalah  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$ . Pola letak *tube*  $90^\circ$  memiliki koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan yang paling rendah. Pemilihan tata letak *tube* dapat ditentukan oleh beberapa parameter yang juga dapat mempengaruhi performansi dari *heat*

*exchanger*, yaitu perpindahan panas, penurunan tekanan, aksesibilitas untuk pembersihan mekanikal [12]

### **E. Baffle**

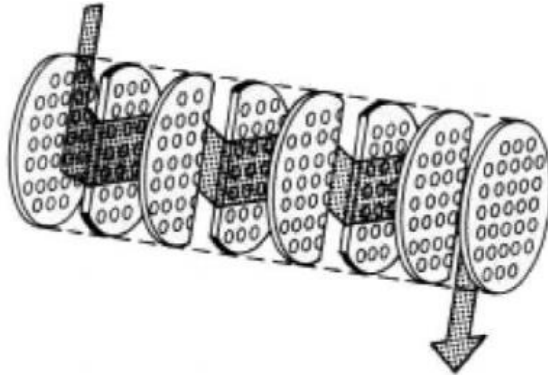
*Baffle* mempunyai dua fungsi, yang pertama dan paling penting adalah menyangga *tube* untuk kekakuan struktural, dan mencegah getaran, yang kedua adalah mengalihkan aliran melintasi bundel untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi [12].

*Segmental baffle* adalah plat logam atau non logam berbentuk lingkaran dengan bagian yang terpotong pada sisi *horizontal* (gambar 2.2) atau *vertical* (gambar 2.3) merupakan jenis baffle yang paling banyak digunakan karena dapat mengalihkan aliran dengan efektif [12].



**Gambar 2. 7** *Horizontal Cut Single Segmental Baffle*

[12]

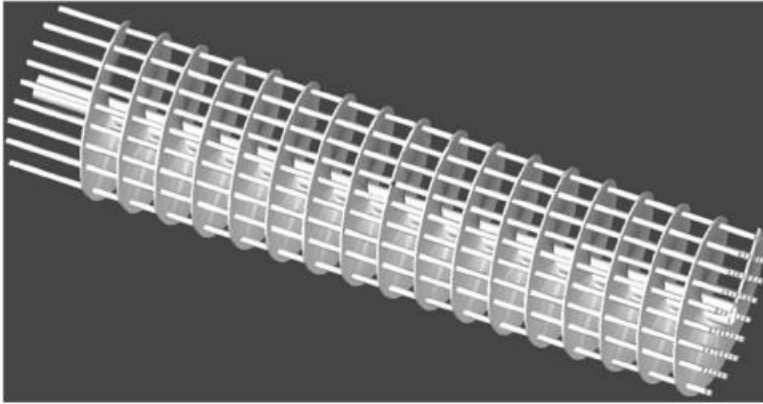


**Gambar 2. 8** *Vertical Cut Single Segmental Baffle*

[12]

Bagian yang terpotong dari *baffle* disebut *baffle cut*. Perpindahan panas dan penurunan tekanan aliran di dalam *shell* sangat dipengaruhi oleh *baffle cut*. *Baffle cut* bervariasi antara 20% sampai 49% dengan yang paling umum adalah 20% sampai 25%, dan *baffle cut* yang optimal umumnya 20%, karena memberikan perpindahan panas tertinggi dengan penurunan tekanan terendah [12].

*Helical baffle* (Gambar 2.4) adalah *baffle* berbentuk *helical*, bisa secara *continous* atau terputus-putus yang terdiri dari empat bagian berbentuk *quadrant* yang diposisikan sejajar dengan sudut tertentu terhadap sumbu *tube* sehingga membuat model aliran *helical* [7].



**Gambar 2. 9 Helical Baffle**

[7]

### 2.3 Persamaan Perpindahan Panas untuk *Heat Exchanger*

Untuk mengembangkan hubungan antara *heat duty*  $Q$ , luas permukaan  $A$ , perbedaan suhu fluida, dan laju aliran dalam *heat exchanger*, persamaan dasar yang digunakan untuk analisis adalah persamaan konservasi energi dan perpindahan panas [11].

$$Q_s = Q_t \quad (2.1)$$

dengan  $Q_s$  *heat duty* pada sisi *shell* dan  $Q_t$  *heat duty* pada sisi *tube*. Panas yang dihasilkan  $Q$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [11].

$$Q = m C_p \Delta T \quad (2.2)$$

dengan  $M$  adalah massa fluida mengalir,  $C_p$  adalah kalor jenis,  $T_i$  dan  $T_o$  adalah suhu fluida masuk dan keluar.

*Heat duty* dari *heat exchanger* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [11].

$$Q_{HE} = U_o A \Delta T_m \quad (2.3)$$

dengan  $U_o$  adalah *overall heat transfer coefficient*,  $A$  adalah luas permukaan perpindahan panas, dan  $\Delta T_m$  adalah perbedaan temperature rata-rata antara fluida sisi *shell* dan *tube* yang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [11].

$$\Delta T_m = \frac{t_1 - t_2}{\ln\left(\frac{t_1}{t_2}\right)} \quad (2.4)$$

$$t_1 = T_2 - t_1 \quad (2.5)$$

$$t_2 = T_1 - t_2 \quad (2.6)$$

dengan  $T_1$  dan  $T_2$  adalah suhu fluida panas masuk dan keluar,  $t_1$  dan  $t_2$  adalah suhu fluida dingin masuk dan keluar.

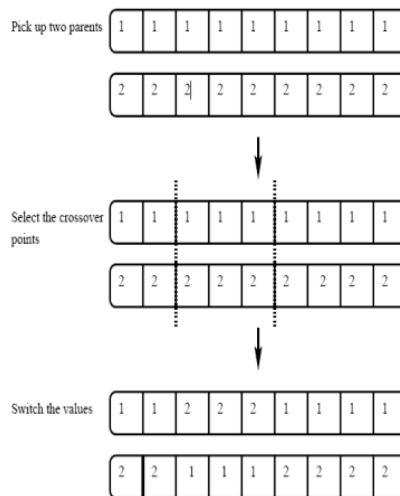
*Overall heat transfer coefficient*,  $U_o$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [11].

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right) + R_w + R_{f,s} + R_{f,t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right) \quad (2.7)$$

### 2.3 Genetic Algorithm

*Genetic Algorithm* (GA's) adalah metode optimasi stokastik yang ditemukan oleh John Holland pada tahun 1960 dan dikembangkan oleh Holland, murid, dan koleganya di University of Michigan pada tahun 1960 hingga 1970. *Genetic algorithm* didasarkan pada proses genetika organisme biologis. Dalam rentang beberapa generasi, populasi akan berevolusi sesuai dengan prinsip seleksi alam dan "kelangsungan hidup" yang paling tepat. Dengan meniru proses ini, *genetic algorithm* dapat digunakan untuk menemukan variabel dan hasil terbaik dari suatu permasalahan optimasi. Secara umum terdapat empat tahap dalam proses *genetic algorithm*, yaitu inisialisasi, *crossover*, mutasi, evaluasi dan seleksi.

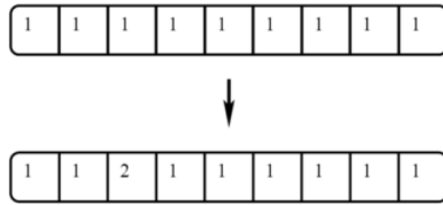
Inisialisasi adalah proses pembentukan populasi dari individu acak. *Crossover* adalah proses pembentukan individu baru. Dimana dua individu dipilih berdasarkan nilai *fitness*, semakin optimal nilai *fitness*, semakin tinggi kesempatan untuk individu dipilih. Kemudian kedua individu terpilih ini akan menghasilkan dua individu baru sebagai generasi selanjutnya. Proses crossover ditunjukkan seperti pada Gambar 2.10.



**Gambar 2. 10** Proses *Crossover*

[9]

Pada algoritma genetika, setiap individu mempunyai kesempatan untuk bermutasi yang menyebabkan munculnya individu baru di dalam populasi. Mutasi yang terjadi belum tentu akan memberikan nilai *fitness* yang optimal, bisa saja karena mutasi nilai *fitness* menjadi tidak optimal. Proses mutasi ditunjukkan seperti pada Gambar 2.11.



**Gambar 2. 11** Proses Mutasi

[9]

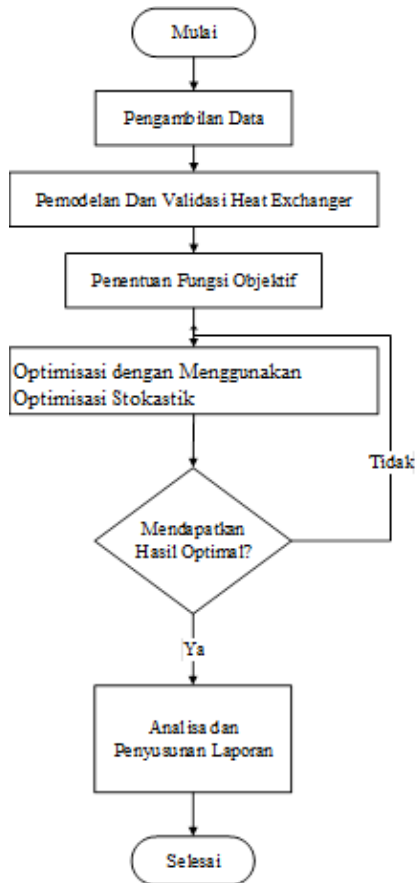
Selanjutnya adalah proses evaluasi nilai *fitness* yang dihasilkan dari tiap generasi, bila didapatkan nilai *fitness* yang maksimal maka proses algoritma genetika akan selesai dan didapatkan individu terbaik. bila belum optimal maka individu terbaik digenerasi terakhir akan dilakukan *crossover* kembali dengan kesempatan mutase yang sama hingga didapatkan nilai *fitness* yang optimal atau batas generasi tercapai [9].



## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Tahapan pengerjaan penelitian dapat dilihat pada diagram alir seperti Gambar 3.1 di bawah ini.



**Gambar 3. 1** Diagram alir tugas akhir

### 3.2 Pengambilan Data Heat Exchanger

Pada penelitian ini terdapat empat *heat exchanger* dengan jenis *shell and tube* dan menggunakan *segmental baffle* yang akan dioptimisasi, yaitu HP-5. Dalam sebuah *heat exchanger* terdapat dua fluida berbeda yang mengalir, untuk HPH-5, fluida yang masuk melewati sisi *shell* adalah *steam water* dan sisi tube adalah *water*. Dalam melakukan pemodelan diperlukan data-data input dan propertis dari fluida yang masuk ke masing-masing *heat exchanger* seperti *mass flow rate* ( $M$ ), *temperature* masuk ( $T_{in}$ ) dan keluar ( $T_{out}$ ), *densitas* ( $\rho$ ), *viskositas* ( $\mu$ ), *specific heat* ( $C_p$ ), *thermal conductivity* ( $k$ ), dan *fouling resistance* ( $R$ ), yang dapat dilihat pada Tabel 3.1 dan Tabel 3.2 berikut:

**Tabel 3. 1** *Mass flow rate*, temperatur masuk dan keluar, dan *specific heat* dari fluida pada HPH-5

<i>Heat Exchanger</i>	$M$ (kg/s)	$C_p$ (J/Kg.K)	$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)
Shell	72.038	1157.362	198	108
Tube	159.829	1306.921	81	131

### 3.3 Penentuan Fungsi Objektif

Pada tugas akhir ini, *overall heat transfer coefficient* ( $U_o$ ) adalah fungsi objektif yang akan dioptimisasi supaya diperoleh nilai semaksimal atau sebesar mungkin, dengan *constraint shell pressure drop* ( $\Delta P_s$ ) tidak boleh lebih dari desain awal *heat exchanger*, dan dua variabel optimisasi yang dapat mempengaruhi fungsi objektif, yaitu sudut *helical baffle* ( $\beta$ ) dan *baffle spacing*.

*Overall heat transfer coefficient* ( $U_o$ ) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [11].

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right) + R_w + R_{f,s} + R_{f,t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right)} \quad (3.1)$$

dimana

- $d_i$  : Tube inside diameter  
 $D_T$  : Tube outside diameter  
 $h_s$  : Shell heat transfer coefficient  
 $h_t$  : Tube heat transfer coefficient  
 $R_{f,s}$  : Shell side fluid fouling resistance  
 $R_{f,t}$  : Tube side fluid fouling resistance  
 $R_w$  : Wall resistance

Persamaan 3.1 di atas menunjukkan bahwa untuk fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* dipengaruhi oleh nilai *shell heat transfer coefficient*, *tube heat transfer coefficient*, *shell fouling resistance*, *tube fouling resistance*, dan *wall resistance*. Dalam tugas akhir ini, optimisasi dilakukan pada sisi *shell*, sehingga ketika nilai *shell heat transfer coefficient* meningkat, maka fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* juga akan meningkat. Adapun persamaan untuk mendapatkan nilai *shell heat transfer coefficient* dengan *segmental baffle* adalah sebagai berikut:

$$h_s = h_i J_c J_l J_b J_s \quad (3.2)$$

dimana  $h_i$  adalah *shell heat transfer coefficient ideal*,  $J_c$  adalah faktor koreksi *baffle cut*,  $J_l$  adalah faktor koreksi *baffle leakage*,  $J_b$  adalah faktor koreksi *bundle bypass*,  $J_s$  adalah faktor koreksi *unequal baffle spacing*.

Dengan *baffle cut* antara 15% hingga 45%, faktor koreksi *baffle cut* ( $J_c$ ) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c \quad (3.3)$$

dimana  $F_c$  adalah

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (3.4)$$

sedangkan  $F_w$  adalah nilai fraksi dari jumlah pipa pada *baffle window* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (3.5)$$

sudut dari *baffle cut* relatif terhadap sumbu tengah *heat exchanger*,  $\theta_{ctl}$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[ \frac{D_s}{D_{ctl}} - \left( 1 - \frac{2B_c}{100} \right) \right] \quad (3.6)$$

Faktor koreksi *baffle leakage*,  $J_l$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [0.44(1 - r_s)]e^{-2.2r_{lm}} \quad (3.7)$$

dimana  $r_s$  adalah

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (3.8)$$

dan  $r_{lm}$  adalah

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (3.9)$$

*shell to baffle leakage area*,  $S_{sb}$ , *tube to baffle leakage area*,  $S_{tb}$ , dan *crossflow area*,  $S_m$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$S_{sb} = 0.00436 D_s L_{sb} (360 - \theta_{ds}) \quad (3.10)$$

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d + L_{tb})^2 - D_t^2] N_t (1 - F_w) \quad (3.11)$$

$$S_m = L_{bc} \left[ L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (3.12)$$

$L_{sb}$  adalah *shell to baffle clearance diameter*,  $\theta_{ds}$ , adalah sudut dari *baffle cut*.

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (3.13)$$

$L_{bc}$  adalah *segmental baffle spacing*,  $L_{tp,eff}$  adalah *effective tube pitch*, untuk susunan pipa 30° dan 90°  $L_{tp,eff}$  sama dengan  $L_{tp}$ , dan untuk 45°  $L_{tp,eff}$  sama dengan  $0.707L_{tp}$ .

Faktor koreksi *bundle bypass* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$J_b = \exp\{-C_{bh}F_{sbp}[1 - (2r_{ss})^{1/3}]\} \quad (3.14)$$

$C_{bh}$  mempunyai nilai 1.35 untuk aliran laminar ( $100 \geq Re$ ) dan 1.25 untuk aliran transisi dan turbulen ( $Re > 100$ ). Rasio *bypass crossflow area*  $F_{sbp}$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (3.15)$$

*bypass area*,  $S_b$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$S_b = L_{bc}(D_s - D_{otl}) \quad (3.16)$$

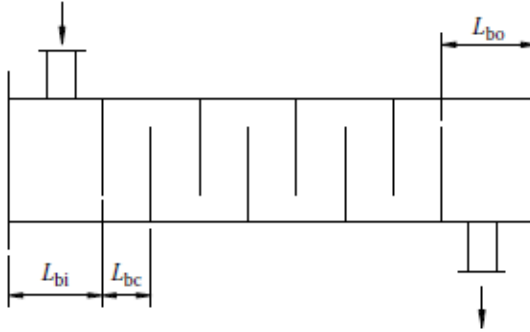
$r_{ss}$  adalah nilai rasio antara jumlah *sealing strips* ( $N_{ss}$ ) yang dialiri fluida, terhadap jumlah baris pipa yang dilintasi fluida dalam satu *baffle* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (3.17)$$

nilai  $N_{tcc}$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan [11]

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left(1 - \frac{2B_c}{100}\right) \quad (3.18)$$

dengan nilai  $L_{pp} = 0.866L_{tp}$  untuk susunan pipa 30°,  $L_{pp} = L_{tp}$  untuk susunan pipa 90°, dan  $L_{pp} = 0.707L_{tp}$  untuk susunan pipa 45°.



**Gambar 3. 2** *Layout segmental baffle*

[11]

Faktor koreksi *unequal baffle spacing*,  $J_s$ , dapat ditentukan dengan persamaan

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_{bi}/L_{bc})^{1-n} + (L_{bo}/L_{bc})^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_{bi}/L_{bc} - 1) + (L_{bo}/L_{bc} - 1)} \quad (3.19)$$

dimana nilai  $n = 0.6$  untuk aliran turbulen dan  $n = 1/3$  untuk aliran laminar.  $N_b$  adalah jumlah *baffle* yang terdapat di dalam *shell*.

Koefisien perpindahan panas ideal  $h_i$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$h_i = j_i c_p \dot{m} Pr_s^{-2/3} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_s = \frac{M_s}{S_m} \quad (3.21)$$

Faktor perpindahan panas  $j_i$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$j_i = a_1 \left( \frac{1.33}{L_{tp}/D_t} \right)^a Re_s^{a_2} \quad (3.22)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 Re_s^{a_4}} \quad (3.23)$$

reynold number,  $Re_s$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$Re_s = \frac{D_T \dot{m}_s}{\mu} \quad (3.24)$$

dan untuk *prandtl number*,  $Pr_s$ ,

$$Pr_s = \frac{c_{ps} \mu_s}{k_s} \quad (3.25)$$

luas permukaan perpindahan panas shell,  $A_o$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$A_o = \pi D_t L_{ta} N_{tt} \quad (3.26)$$

untuk nilai koefisien  $a_1, a_2, a_3, a_4$  dapat ditentukan dengan menggunakan Tabel 3.2 di bawah ini [11],

**Tabel 3. 2** Nilai koefisien  $a_1, a_2, a_3, a_4$

Layout	Re	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$
	$10^5 - 10^4$	0.321	-0.388	1.450	0.519
	$10^4 - 10^3$	0.321	-0.388		
	$10^3 - 10^2$	0.593	-0.477		
30°	$10^2 - 10$	1.360	-0.657		
	< 10	1.400	-0.667		
45°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.396	1.930	0.500
	$10^4 - 10^3$	0.370	-0.396		
	$10^3 - 10^2$	0.730	-0.500		
	$10^2 - 10$	0.498	-0.656		
	< 10	1.550	-0.667		
90°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.395	1.187	0.370
	$10^4 - 10^3$	0.107	-0.266		
	$10^3 - 10^2$	0.408	-0.460		
	$10^2 - 10$	0.900	-0.631		
	< 10	0.970	-0.667		

Dan nilai *shell side heat transfer coefficient* dengan *helical baffle* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$h_s = \frac{Nu_s k_s}{D_T} \quad (3.27)$$

dengan  $k_s$  adalah *thermal conductivity*, dan  $D_T$  adalah *outside diameter tube*. *Nusselt number*,  $Nu_s$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Nu_s = 0.2 Re^{0.6} Pr^{0.4} \quad (3.28)$$

*Reynold number* pada *shell*,  $Re_s$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Re_s = \frac{u_s D_T}{v_s} \quad (3.29)$$

$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s A_s} \quad (3.30)$$

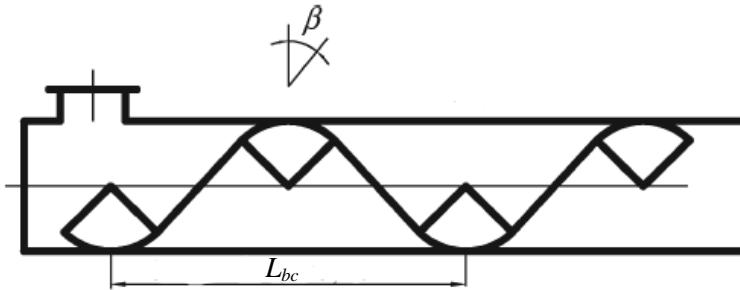
*prandtl number* pada *shell*,  $Pr_s$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Pr_s = \frac{c_{ps} \mu_s}{k_s} \quad (3.31)$$

*Crossflow area* pada *shell*,  $S_m$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$S_m = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{D_{ct}}{D_s} \right) L_{bc} D_s \left( 1 - \frac{D_T}{L_{TP}} \right) \quad (3.32)$$





**Gambar 3. 3** Layout helical baffle

[7]

Persamaan 3.12 dan 3.32 menunjukkan bahwa parameter optimisasi *baffle spacing* akan merubah nilai *crossflow area* pada *shell*, ketika nilai *crossflow area* berubah maka *mass velocity*, *reynold number*, *nusselt number*, juga berubah sehingga akan merubah nilai *shell heat transfer coefficient*. Pada optimisasi, ada batasan berapa rentang yang dapat dicapai oleh parameter optimisasi, untuk *baffle spacing* batas bawah adalah 100 mm dengan batas atas adalah sama dengan data desain dari masing-masing *heat exchanger*.

*Shell pressure drop* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta P_s = \frac{fr_s \dot{m}_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_T} \quad (3.33)$$

$fr_s$  adalah *friction factor* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan [10]

$$fr_s = 1.41 Re^{-0.167} \quad (3.34)$$

*Mass velocity* juga dapat mempengaruhi nilai *shell pressure drop*, bila *mass velocity* semakin besar maka *shell pressure drop* juga akan meningkat. Untuk mengatasi *pressure drop* yang tinggi pada *segmental baffle*, maka dilakukan desain ulang dengan

*helical baffle*, sehingga persamaan *shell pressure drop* ( $\Delta P_s$ ) dengan *helical baffle* adalah sebagai berikut:

$$\Delta P_s = \frac{f r_s \rho_s \cos \beta u_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 D_T} \quad (3.35)$$

$f r_s$  adalah *friction factor* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan [7]

$$f r_s = 0.226 Re^{-0.206} \quad (3.36)$$

Persamaan 3.35 menunjukkan bahwa variabel optimisasi sudut *helical baffle* ( $\beta$ ) akan memberikan pengaruh pada nilai *shell pressure drop*. Pada optimisasi, ada batasan berapa rentang yang dapat dicapai oleh variabel optimisasi, untuk sudut *helical baffle* ( $\beta$ ) mempunyai batas bawah  $15^\circ$  dan batas atas  $45^\circ$ .

*Tube heat transfer coefficient*,  $h_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$h_t = \frac{Nu_t d_i}{k_t} \quad (3.37)$$

*Nusselt number*,  $Nu_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Nu_t = \frac{(f/2) Re_t Pr_t}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (3.38)$$

dan *friction factor*,  $f r_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$f r_t = (1.58 \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (3.39)$$

*reynold number* pada *tube*,  $Re_t$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Re_t = \frac{u_t \rho_t d_i}{\mu_t} \quad (3.40)$$

$$u_t = \frac{G_t}{\rho_t} \quad (3.41)$$

$$G_t = \frac{M_t}{A_{tp}} \quad (3.42)$$

*prandtl number* pada tube,  $Pr_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Pr_t = \frac{c_{pt}\mu_t}{k_t} \quad (3.43)$$

luas area *tube bundle*,  $A_{tp}$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

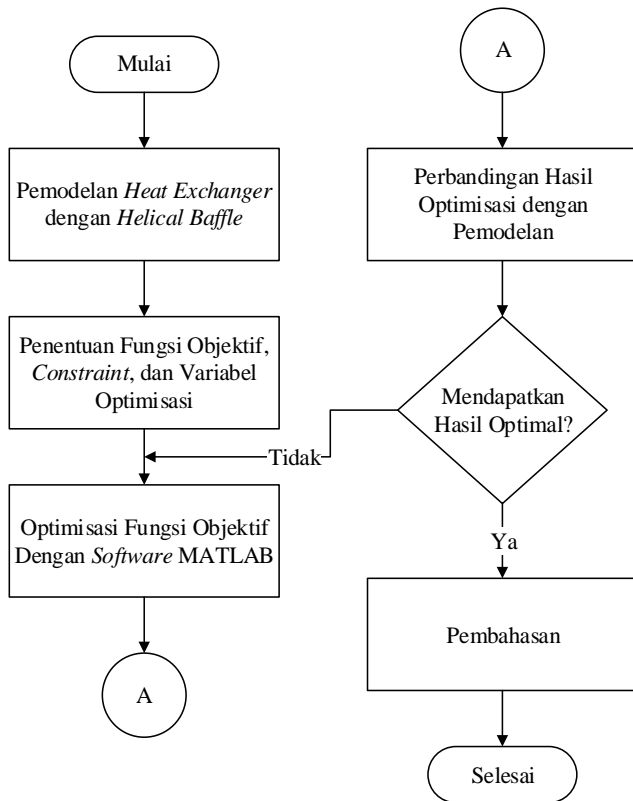
$$A_{tp} = \frac{\pi d_i^2 N_{tt}/4}{N_p} \quad (3.44)$$

*Tube Pressure drop*,  $\Delta P_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan [10]:

$$\Delta P_t = \left( \frac{4 f r_t L N_p}{d_i} + 4 N_p \right) \frac{\rho_t u_t^2}{d_i} \quad (3.45)$$

### 3.4 Optimisasi Heat Exchanger menggunakan Software MATLAB.

Diagram alir untuk optimisasi dengan simulasi perubahan parameter optimisasi:



**Gambar 3. 4** Diagram alir optimisasi

Tahap pertama dalam melakukan optimisasi adalah melakukan pemodelan *shell and tube heat exchanger* dengan *helical baffle* menggunakan Persamaan 3.44 hingga Persamaan 3.55

Tahap kedua adalah penentuan fungsi objektif, dan constraint, optimisasi dari persamaan yang didapatkan. *Overall heat transfer coefficient* adalah fungsi objektif yang akan dioptimisasi supaya didapatkan nilai semaksimal atau sebesar mungkin, dengan *constraint* berupa *shell pressure drop* tidak

boleh lebih dari desain awal *heat exchanger*, dan dua variabel optimisasi yang dapat mempengaruhi fungsi objektif dan *constraint*. Yang pertama adalah sudut *helical baffle* dengan batas bawah  $15^\circ$  dan batas atas  $45^\circ$ . Yang kedua adalah *baffle spacing*, dengan batas bawah 100 mm dan batas atas adalah *baffle spacing* dari data desain masing-masing *heat exchanger*.

Tahap ketiga adalah optimisasi dengan menggunakan *software* MATLAB untuk mendapatkan nilai fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* yang maksimal dengan *shell pressure drop* yang tidak melebihi batas desain.

Tahap keempat adalah melakukan perbandingan hasil optimisasi dengan desain awal *heat exchanger*. Hasil optimisasi dikatakan telah optimal apabila *overall heat transfer coefficient* dari desain optimisasi lebih besar dibandingkan desain awal, dan *constrain shell pressure drop* pada hasil optimisasi tidak melebihi desain awal. Bila hasil optimisasi masih belum optimal, maka kembali ke tahap ketiga, sebaliknya jika hasil yang didapatkan telah optimal maka lanjut ke tahap berikutnya.

Tahap kelima adalah pembahasan terhadap bagaimana parameter yang dioptimisasi, yaitu sudut *helical baffle* dan *baffle spacing* terhadap fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop*.

*Halaman sengaja dikosongkan*

## BAB IV

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Perhitungan koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan seperti pada persamaan 3.43, dimana untuk dapat mencari dari persamaan tersebut harus memenuhi variabel-variabel yang dibutuhkan. Variabel-variabel proses yang harus diketahui berasal dari data desain yang terdapat pada *heat hxchanger* di *high pressure heater* (HPH) PT. PJB UP Paiton Probolinggo.

Variabel proses yang dibutuhkan antara lain :

1. ( $T_{h,o}$ ) Temperatur panas outlet ( $^{\circ}C$ )
2. ( $T_{h,i}$ ) Temperatur panas inlet ( $^{\circ}C$ )
3. ( $T_{c,o}$ ) Temperatur dingin outlet ( $^{\circ}C$ )
4. ( $T_{c,i}$ ) Temperatur dingin inlet ( $^{\circ}C$ )
5. ( $K_s$ ) Konduktivitas termal pada shell ( $W/m.K$ )
6. ( $\rho_s$ ) Massa jenis aliran pada shell ( $kg/m^3$ )
7. ( $C_{p,s}$ ) Kalor jenis fluida pada tube ( $W/m^2.K$ )
8. ( $\mu_s$ ) Viskositas fluida pada shell ( $cP$ )
9. ( $m_t$ ) Laju aliran pada shell ( $kg/m^2.s$ )
10. ( $C_{p,t}$ ) Kalor jenis fluida pada tube ( $W/m^2.K$ )
11. ( $K_t$ ) Konduktivitas termal pada tube ( $W/m.K$ )
12. ( $\rho_t$ ) Massa jenis fluida pada tube ( $kg/m^3$ )
13. ( $\mu_t$ ) Viskositas fluida pada tube ( $cP$ )
14. ( $m_t$ ) Laju aliran pada tube ( $kg/m^2.s$ )
15. ( $N_p$ ) Number of tube passes
16. ( $N_s$ ) Number of shell
17. ( $B_c$ ) Baffle cut
18. ( $t_w$ ) Tebal tube ( $mm$ )
19. ( $L_{ta}$ ) Panjang tube ( $mm$ )
20. ( $K_{cs}$ ) Konduktivitas material pada tube ( $W/m.K$ )
21. ( $d_o$ ) Diameter luar tube ( $mm$ )

Ketika persyaratan variabel-variabel proses sudah terpenuhi maka dilakukan pengomtimalan pada *heat exchanger* HPH-5 dengan spesifikasi desain seperti pada Tabel 4.1. spesifikasi desain atau yang biasa disebut sebagai data desain digunakan sebagai inputan. Adapun data desain yang terdapat pada *heat exchanger* HPH-5 sebagai berikut:

**Tabel 4. 1** Spesifikasi Desain *Heat Exchanger* HPH-5

Keterangan	Variabel	Data Desain			
		Shell		Tube	
		in	Out	in	out
Massa Fluida	$m$	6.425	6.425	319.2	319.2
Temperatur	$T$	307.4	156.5	150.9	164.5
Massa jenis	$\rho$	830	830	958.4	958.4
Kekentalan	$\mu$	0.1783	0.1783	0.00284	0.00284
Spesifikasi panas	$C_p$	1157.362	1157.362	1306.921	1306.921
Konduktivitas termal	$K$	0.002	0.002	0.00156	0.00156

Setelah memasukan nilai atau variabel input yang terdapat pada data desain kedalam persamaan yang ada pada bab 3 maka akan di dapatkan perbandingan antara data desain *heat exchanger* dengan hasil kalkulasi seperti yang terdapat pada tabel 4.2 sebagai berikut:



**Tabel 4. 2** Hasil kalkulasi Pada *Heat Exchanger* HPH-5

Variabel	Keterangan	Satuan	Kalkulasi	Data Desain	Perbedaan %
$U$	Koefisien perpindahan panas keseluruhan	$W/m^2\ ^\circ C$	284.47	285	0. 1%
$A$	Heat transfer area	$m^2$	780.67	780	0%
$Q$	Heat duty	MW	8290	8292	0%
$\Delta P_t$	Tube Pressure Drop	$kPa$	23.0445	23.528	2.1%
$\Delta P_s$	Shell Pressure Drop	$kPa$	0.03366	0.07093	2%

Dari Tabel 4.2 didapatkan perbandingan antara nilai dari data desain dengan hasil kalkulasi. Dari tabel diatas didapatkan nilai kalulasi koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) didapatkan dengan menggunakan persamaan 3.43, dengan menggunakan persamaan tersebut perbedaan nilai perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) kalkulasi dengan data desain di dapatkan perbedaan sebesar 0.1%. *Heat transfer area* ( $A$ ) yang terdapat pada *heat exchanger* HPH-5 dapat dicari dengan menggunakan persamaan 3.45, maka apabila menggunakan persamaan tersebut didapatkan perbedaan antara *heat transfer area* ( $A$ ) hasil kalkulasi dengan data desain sebesar 0%. Sehingga dapat diketahui juga nilai hasil kalkulasi dari *heat duty* ( $Q$ ) dengan nilai error sebesar 0%

## 4.2 Optimisasi *Heat Exchanger Shell and Tube* menggunakan metode GA

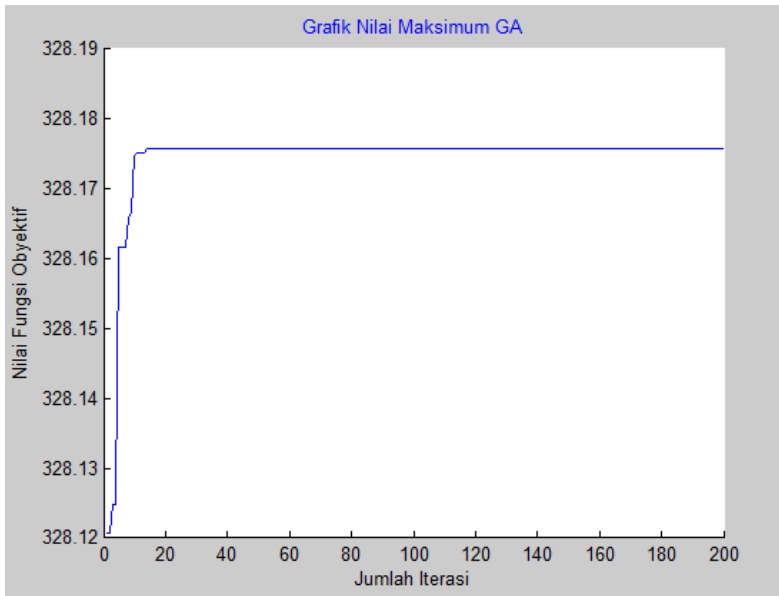
*Heat exchanger* HPH-5 yang terdapat pada *high pressure heater* unit PT. PJB UP Paiton Probolinggo di optimisasi menggunakan GA dimana dapat dilihat hasil *heat exchanger* sebelum di optimisasi dan sesudah di optimisasi pada tabel 4.3.

**Tabel 4.3** Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi GA dengan Data Desain

Variabel	Keterangan	Satuan	Optimisasi	Data Desain	Perbedaan %
$U$	Koefisien perpindahan panas keseluruhan	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	328.1759	285	15.15%
$A$	Heat transfer area	$m^2$	677.398	780	-13.15%
$Q$	Heat duty	$MW$	8290.89	8292	0%
$\Delta Pt$	Tube Pressure Drop	$kPa$	20.2678	23.0445	-12%
$\Delta Ps$	Shell Pressure Drop	$kPa$	0.02927	0.03366	-13%

Optimisasi dengan menggunakan metode GA pada software MATLAB dengan beberapa parameter diantaranya *populasi* sebesar 100, *iterasi* sebesar 200, *elatism* sebesar 0.95, *probabilitas crossover* sebesar 0.8, dan *probabilitas mutasi* sebesar 0.001 maka di dapatkan nilai dari koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) naik hingga 15.15% dari data desain yang ada. Nilai *heat transfer area* ( $A$ ) didapatkan turun hingga -13.15% dari data desain. Untuk nilai *pressure drop* yang terdapat pada sisi *tube* mendapatkan hasil yang sama dengan data desain dengan

perbedaan -12% dari data desain dan *pressure drop* pada sisi *shell* mendapatkan nilai dengan perbedaan sebesar -13% dari data desain yang ada. Sedangkan untuk nilai dari *heat duty* ( $Q$ ) tidak mengalami perubahan dibandingkan dengan data desain yang ada.



**Gambar 4. 1** Hasil Nilai  $U$  Setelah di lakukan Optimisasi GA

Pada Gambar 4.1 dapat dilihat perbedaan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) yang sudah di optimisasi dengan data desain yang ada di perusahaan. Di dapatkan nilai maksimum dengan menggunakan metode *genethic alghorithm* (GA) sebesar  $328.1759 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Dapat diketahui perbedaan dari nilai hasil *pressure drop* pada sisi *tube* ( $\Delta P_t$ ) yang sudah di optimisasi dengan data desain yang ada. Dari grafik diatas di dapatkan nilai *pressure drop* pada sisi *tube* mengalami penurunan dibandingkan dengan data desain dengan perbedaan -13% sebesar  $0.0044 \text{ Psi}$  dengan menggunakan

metode *GA* yang terdapat pada MATLAB. Sedangkan perbedaan nilai *pressure drop* pada sisi *shell* ( $\Delta P_s$ ) yang sudah di optimisasi dengan data desain di dapatkan penurunan dari data desain dengan perbedaan sebesar -12% sebesar 2.7776 *Psi* dengan menggunakan metode *GA* yang terdapat pada MATLAB

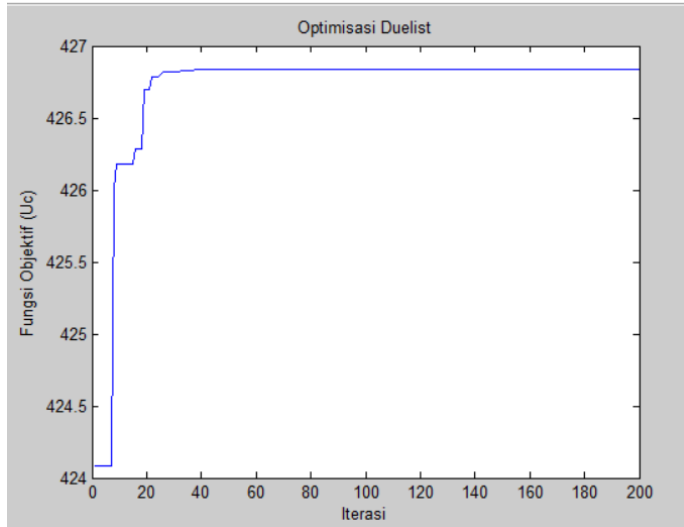
#### 4.3 Optimisasi *Heat Exchanger Shell and Tube* menggunakan metode *Duelist Alghorithm*

Selain menggunakan metode *GA* pada tugas akhir ini juga mencoba menggunakan metode yang lain. *Heat exchanger* HPH-5 yang terdapat pada *high pressure heater* unit PT. PJB UP Paiton Probolinggo di optimisasi menggunakan *duelist alghorithm* dimana dapat dilihat hasil *heat exchanger* sebelum di optimisasi dan sesudah di optimisasi pada Tabel 4.4

**Tabel 4.4** Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi *Duelist Alghorithm* dengan Data Desain

Variabel	Keterangan	Satuan	Optimisasi	Data Desain	Perbedaan %
$U$	Koefisien perpindahan panas keseluruhan	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	426.827	285	49.8%
$A$	Heat transfer area	$m^2$	525.0560	780	-32.6%
$Q$	Heat duty	$MW$	8292	8292	0%
$\Delta P_t$	Tube Pressure Drop	$kPa$	14.3797	23.0445	-37.6%
$\Delta P_s$	Shell Pressure Drop	$kPa$	0.02080	0.03366	-38.2%

Optimisasi dengan menggunakan metode *duelist* pada software MATLAB dengan beberapa parameter diantaranya *populasi* sebesar 100, *iterasi* sebesar 200, *fighting capabilities* sebesar 50, *champion* sebesar 0.1, *learning probability* sebesar 0.8, *innovate probability* sebesar 0.1 dan *luck coefisiein* sebesar 0.001 maka di dapatkan nilai dari nilai koefisien *perpindahan panas keseluruhan (U)* mengalami kenaikan hingga 49.8% hal ini dapat di bedakan dengan metode *GA* yang mengalami kenaikan hingga 15.15%. Sedangkan untuk nilai *heat transfer area (A)* turun hingga -32.6% dimana dapat di bandingkan juga bahwa dengan menggunakan metode *GA* tidak lebih baik yang hanya mencapai penurunan hingga -13.15%. Untuk nilai *pressure drop* pada sisi *tube* mengalami penurunan hingga -12% dan *pressure drop* pada sisi *shell* turun hingga -13% dari data desain yang ada sengan menggunakan metode *GA*. Nilai dari *heat duty (Q)* mengalami penurunan mendekati 0% jika dibandingkan dengan data desain.



**Gambar 4. 2** Hasil Nilai *U* Setelah di lakukan Optimisasi *Duelist*

Pada Gambar 4.2 dapat dilihat perbedaan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) yang sudah di optimisasi dengan data desain yang ada di perusahaan. Di dapatkan nilai maksimum dengan menggunakan metode *genethic alghorithm* (GA) sebesar  $426.827 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ .

Dari grafik diatas di dapatkan nilai *pressure drop* pada sisi *tube* mengalami penurunan dibandingkan dengan data desain dengan perbedaan -37.6% sebesar  $0.01256 \text{ Psi}$  dengan menggunakan metode GA yang terdapat pada MATLAB. Sedangkan perbedaan nilai *pressure drop* pada sisi *Shell* ( $\Delta P_s$ ) yang sudah di optimisasi dengan data desain di dapatkan penurunan dari data desain sebesar -38.2% sebesar  $8.80300 \text{ Psi}$  dengan menggunakan metode GA yang terdapat pada MATLAB

#### 4.4 Constrain Pada Teknik Optimisasi

Dengan batasan-batasan yang ditentukan maka dapat mempengaruhi nilai dari hasil perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ), *heat transfer area* ( $A$ ), *pressure drop* pada sisi *shell*, *pressure drop* pada sisi *tube* dan *heat duty* ( $Q$ ) dengan menetapkan variabel-variabel yang di optimisasi yaitu :

- Jarak antar *baffle* = 100mm – 1000mm
- Sudut antar *baffle* =  $15^\circ$  -  $45^\circ$

Optimisasi dilakukan dengan metode GA dan *duelist algorithm* pada MATLAB dengan iterasi 200 maka di dapatkan hasil yang optimum.

**Tabel 4. 5** Perubahan Parameter *Heat Exchanger* menggunakan metode *GA*

Variabel	HPH-5	
	Sebelum	Sesudah Optimisasi
$Ntt$	1424	1386
$Lbc$ (mm)	970	750
$B$ (°)	Seg	45
$Nb$	6	22
$S_m$ (mm <sup>2</sup> )	124449	36038.64
$Re_s$	45420	156871
$Nu_s$	345.32	403.30
$h_s$ (W/m <sup>2</sup> .K)	1740	2032
$Re_t$	24725	24720
$Nu_t$	228.73	228.23
$h_t$ (W/m <sup>2</sup> .K)	1451	1450
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	285	328.1759
$\Delta P_s$ (kPa)	0.03366	0.02927
$\Delta P_t$ (kPa)	23.0445	20.2678
$A$ (mm <sup>2</sup> )	780	677.398

Pada Tabel 4.5 dapat dilihat perubahan parameter-parameter yang dapat mempengaruhi perubahan dari nilai koefesien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ), *heat transfer area* ( $A$ ), *pressure drop* pada sisi tube ( $\Delta P_t$ ), *pressure drop* pada sisi shell ( $\Delta P_s$ ), dan *heat duty* ( $Q$ ).

**Tabel 4. 6** Perubahan Parameter Heat Exchanger menggunakan metode *Duelist*

Variabel	HPH-5	
	Sebelum	Sesudah Optimisasi
$N_{tt}$	1424	1276
$L_{bc}$ (mm)	970	282
$B$ (°)	Seg	45
$N_b$	6	22
$S_m$ (mm <sup>2</sup> )	124449	23038.64
$Re_s$	45420	196871
$Nu_s$	345.32	573.30
$h_s$ (W/m <sup>2</sup> .K)	1740	2652
$Re_t$	24725	24720
$Nu_t$	228.73	228.23
$h_t$ (W/m <sup>2</sup> .K)	1451	1450
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	285	426.827
$\Delta P_s$ (kPa)	0.03366	0.02080
$\Delta P_t$ (kPa)	23.0445	14.3797
$A$ (mm <sup>2</sup> )	780	525.056

Dapat dilihat pada Tabel 4.5 dan 4.6 diatas variabel-variabel yang dioptimasi seperti jumlah *baffle* dan diameter dalam *shell* berubah menjadi:

- Jarak antar *baffle* = 282 mm
- Sudut antar *baffle* = kurang dari 45°



Apabila diameter luar tube, jumlah baffle, dan diameter dalam shell berkurang atau mengecil maka akan mempengaruhi perubahan dari *heat transfer area* ( $A$ ) yang mengecil, dan nilai perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) akan semakin naik. Tetapi *heat duty* ( $Q$ ) pada heat exchanger HPH-5 akan tetap.

*Halaman sengaja dikosongkan*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari penelitian yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan yaitu

1. Dengan mengganti dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle*, mampu meningkatkan *overall heat transfer coefficient* rata-rata sebesar 15.15% dengan menggunakan metode *GA* dan 49% dengan metode *duelist* dan mengurangi *shell pressure drop* dengan rata-rata sebesar - 10.45% dengan metode *GA* dan 37.6% dengan metode *duelist*.
2. Jarak minimum antar *baffle* agar mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* pada *heat exchanger* yaitu 282 mm dengan *overall heat transfer coefficient* sebesar 427.827 W/m<sup>2</sup>.K untuk HPH-5
3. Dengan kemiringan maksimal 45° diperoleh *shell pressure drop* lebih rendah dibandingkan *segmental baffle*.

#### **5.2 Saran**

Adapun saran untuk penelitian selanjutnya yaitu menggunakan optimasi selain yang dilakukan oleh penulis agar didapatkan hasil optimisasi yang lebih maksimal terhadap fungsi objektifnya.

*Halaman sengaja dikosongkan*

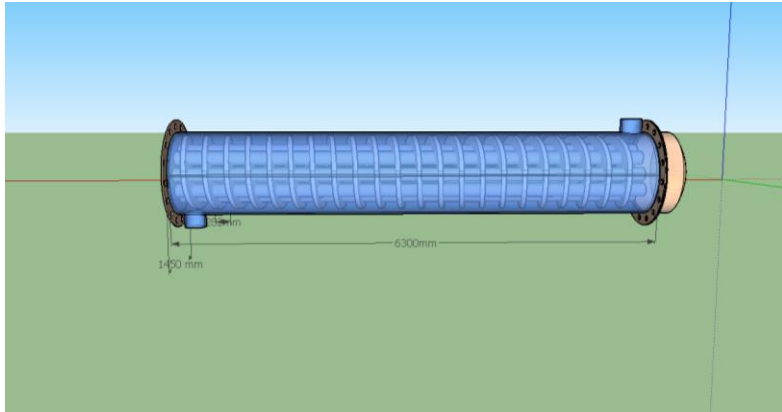
## DAFTAR PUSTAKA

- [1] T. R. Biyanto, E. K. Gonawan, G. Nugroho, R. Hantoro, H. Cordova, and K. Indrawati, "Heat exchanger network retrofit throughout overall heat transfer coefficient by using genetic algorithm," *Applied Thermal Engineering*, vol. 94, pp. 274–281, February 2016.
- [2] B. I. Master, K. S. Chunangad, and V. Pushpanathan, "Fouling Mitigation Using Helixchanger Heat Exchangers," *Engineering Conference International*, 2003.
- [3] Nasiruddin, K., and Siddiqui, M. H., "Heat Transfer Augmentation in a Heat Exchanger Tube Using a Baffle," *International Journal of Heat Fluid Flow*, vol. 28, pp. 318–328, 2007.
- [4] Mukherjee, R., 1992, "Use Double-Segmental Baffles in the Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Chem. Eng. Prog.*, 88, pp. 47–52.
- [5] Saffar-Avval, M., and Damangir, E., 1995, "A General Correlation for Determining Optimum Baffle Spacing for All Types of Shell and Tube Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38(13), pp. 2501–2506.
- [6] Lutchka, J., and Nemcansky, J., 1990, "Performance Improvement of Tubular Heat Exchangers by Helical Baffles," *Trans. Inst. Chem. Eng., Part A*, 68, pp. 263–270.
- [7] B. Peng, Q. W. Wang, C. Zhang, G. N. Xie, L. Q. Luo, Q. Y. Chen and M. Zeng, "An Experimental Study of Shell-and-Tube Heat Exchangers With Continuous Helical Baffles", *J. Heat Transfer* vol. 129 issue 10, pp 1425-1431, January 2007
- [8] J. M. Ponce-Ortega, M. Serna-González, A. Jiménez-Gutiérrez, "Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering* vol 29, pp 203-209, June 2007
- [9] M. Alenazi, "Genetic Algorithm by using MATLAB Program," *International Journal of Advanced Research in*

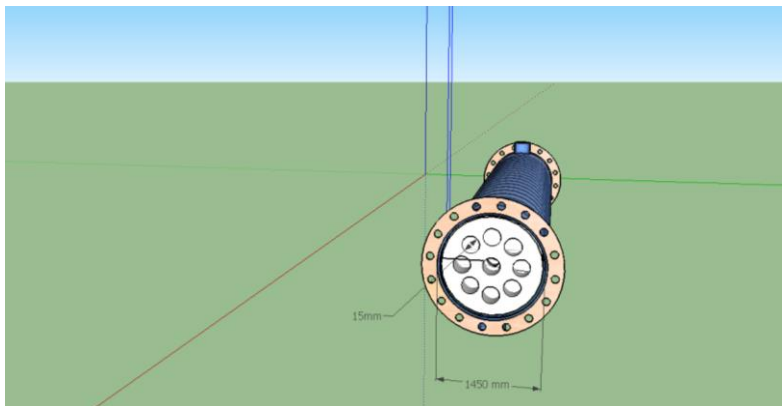
Computer and Communication Engineering vol. 4, issue 11,  
pp 326-329, November 2015

- [10] S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkji, "Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design," Taylor & Francis Group, 2012
- [11] T. Kuppan, "Heat Exchanger Design Handbook, 2<sup>nd</sup> Edition," Taylor & Francis Group, 2013
- [12] A. Kayede Coker, "Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants," Elsevier, 2015
- [13] J. Taborek, "Heat Exchanger Design Handbook," Hemisphere Publishing Corporation, 1983

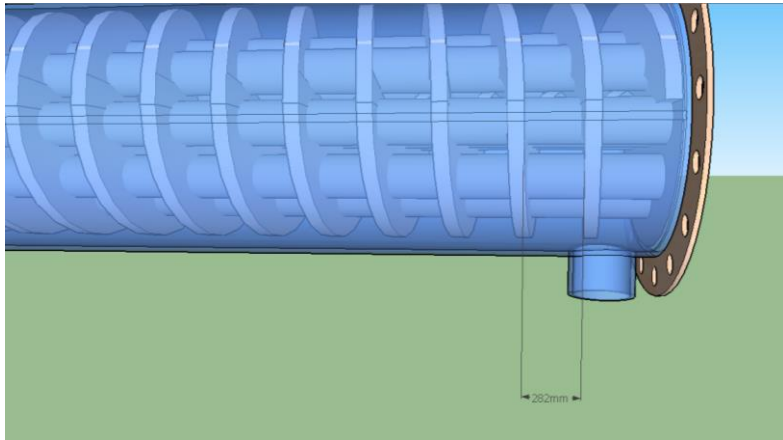
**LAMPIRAN A**  
**GAMBAR DESAIN HPH-5**



**Gambar tampak penuh (samping)**



**Gambar tampak depan**



**Gambar tampak samping**



## LAMPIRAN B

### LISTING PROGRAM

#### A. Objective Function

```
%objective function
function [uo,dps] = objfunc(x)
zdps = [];

ha = x(1); %helix angle
bs = x(2); %baffle spacing

%shell side fluid input
mhs = 23133;
mts = 72.03; %mass velocity
tsin = 307.4;
tsout = 156.5;
dens = 830; %densitas
viss = 0.000325; %viscositas
kinviss = viss/dens; %kinematic viscosity
cps = 1157.362; %specific heat
ks = 0.128; %thermal conductivity
prs = viss*cps/ks; %prandtl number
rfs = 0.0003; %shell fouling factor

%tube side fluid input
mht = 1149020;
mtt = 159.82; %mass velocity
ttin = 81;
ttout = 131;
dent = 771.5; %densitas
vist = 0.0011925; %viscositas
kinvist = vist/dent; %kinematic viscosity
cpt = 1306.921; %specific heat
kt = 0.126; %thermal conductivity
prt = vist*cpt/kt; %prandtl number
rft = 0.0007; %shell fouling factor
```

```

%tube mechanical data
np = 2;           %number of pass
nt = 1242;        %numebr of tubes
tle = 6294;       %tube effective length
do = 15.875;      %tube outside diameter
dct = 50.8;       %tube center diameter
ltw = 1.90;       %tube thickness
di = 13.975;      %tube inside diameter
tp = 20.64;       %tube pitch

%shell mechanical data
ds = 1450;        %shell inside
diameter
dotl = 1466;      %outer tube bundle
diameter
dctl = 1463;      %circumsibed tube
bundle diameter
nb = (tle/bs)-1;
sp = 6.4;
lts = 0.1*ds;     %tubesheet thickness

%shell side heat transfer coeffcient
acs = 0.5*(1-dct/ds)*bs*ds*(1-do/tp);
ms = mts/(acs*10^-6);
us = mts/(dens*(acs*10^-6));
reys = (us*(do/1000))/kinviss;
nus = 0.2*reys^0.6*prs^0.4;
hs = nus*ks/(do/1000);

ht = 1454;

ktube = 38;
rw = 0.000073;

f = 0.226*reys^-0.206;
dps = 10^-
3*(f*dens*cosd(ha)*(nb+1)*(us^2)*(ds/1000))/(2*(
do/1000));
zdps = dps

```

```

if dps >= 54
    xx = 0;
else
    xx = 1/(1/hs+1/ht*(do/di)+rfs+rft*(do/di));
end
uo=xx;

end

```

## B. Genetic Algorithm

```

%GENETIC ALGORITHM%
%Pembangkitan Populasi dan Parameter
clear all;
clc;

Dimension = 2;           % dimensi diganti sesuai
dengan jumlah variabel yang dioptimasi
UB = [45 1000];          % Upper Bounds diganti
sesuai dengan constraint fungsi objektif
LB = [15 750];           % Lower Bounds diganti
sesuai dengan constraint fungsi objektif

Npop      = 255;          %populasi
Maxit     = 200;          %iterasi
el        = 0.95;         %elatism
Pc        = 0.8;          %probabilitas crossover
Pm        = 0.001;        %probabilitas mutasi
Nbit      = 18;           %jumlah bit
%Constrain

eBangkit  = [];
Individu  = [];
eIndividu = [];
david     = [];
Dadatfit  = [];

```

```

Datfit      = [];
summary     = [];
eDadatfit   = [];
efitnessmax = [];
eIndividuMax = [];

```

```

Bangkit = round(rand(Npop,Nbit*Dimension));
popsize = size(Bangkit,1);

```

```

for i = 1:Dimension
    batas(i) = UB(i)-LB(i);
end
for i = 1:Npop
    for j = 1:Dimension
        Desimal(i,j) =
bi2de(Bangkit(i,((j*Nbit)-(Nbit-
1)): (j*Nbit)), 'left-msb');
        Individu(i,j) =
(Desimal(i,j)*batas(:,j)-
batas(:,j)+LB(:,j)*(2^Nbit-1))/(2^Nbit-1);
    end
end

```

```

Datfit = [];
variabel = [];
for i = 1:size(Individu,1)
    fitness = objfunc(Individu(i,:));
    Datfit = [Datfit;fitness];
    [fitemax,nmax]=max(Datfit);
end

```

```

Dadatfit = [];
for generasi=1:Maxit
    disp('GA processing')
    clear command windows
    clear command history
    clear memory

```

```

        if generasi > 1
            sort_fit =
sortrows(sort,Nbit*Dimension+1);
            Individul = sort_fit(round((1-
el)*Npop+1):Npop,:);
            remain =
sort_fit(round(el*Npop)+1:Npop,:);

            X = Individul;
            M = size(X,1);

            sumfitness = sum(Datfit);
            for i=1:M
                Prob(i) = Datfit(i)/sumfitness;
            end
            for i=2:M
                Prob(i) = Prob(i)+Prob(i-1);
            end
            for i=1:M
                n=rand;
                k=1;
                for j=1:M-1
                    if (n>Prob(j))
                        k=j+1;
                    end
                end
                Xparents(i,:) = X(k,:);
            end

%Crossover
            [M,d] = size(Xparents);
            Xcrossed = Xparents;
            for i=1:2:M-1
                c=rand;
                if (c<=Pc)
                    p=ceil((d-1)*rand);
                    Xcrossed(i,:) = [Xparents(i,1:p)
Xparents(i+1,p+1:d)];

```

```

        Xcrossed(i+1,:) =
[Xparents(i+1,1:p) Xparents(i,p+1:d)];
    end
end
if (M/2~=floor(M/2))
    c=rand;
    if (c<=Pc)
        p=ceil((d-1)*rand);
        str=ceil((M-1)*rand);
        Xcrossed(M,:) = [Xparents(M,1:p)
Xparents(str,p+1:d)]; %the first child is chosen
    end
end

%Mutasi
[M,d] = size(Xcrossed);
Xnew=Xcrossed;
for i=1:M
    for j=1:d
        p=rand;
        if (p<=Pm)
            Xnew(i,j)=1-Xcrossed(i,j);
        end
    end
end

disp('New fitness calculation');

Bangkit =
[Xnew(:,1:Nbit*Dimension);remain(:,1:Nbit*Dimens
ion)];
end
eBangkit = [eBangkit; Bangkit];

for i =1:Npop
    for j = 1:Dimension;
        Desimal(i,j) =
bi2de(Bangkit(i,((j*Nbit)-(Nbit-
1)):(j*Nbit)), 'left-msb');
    end
end

```

```

            Individu(i,j) =
(Desimal(i,j)*batas(:,j)-
batas(:,j)+LB(:,j)*(2^Nbit-1))/(2^Nbit-1);
        end
    end

    Datfit = [];
    for i = 1:Npop
        fitness = objfunc(Individu(i,:));
        Datfit = [Datfit;fitness];
        [fitemax,nmax] = max(Datfit);
    end

    Dadatfit = Datfit;
    eDadatfit = [eDadatfit;Dadatfit];
    eIndividu = [eIndividu;Individu];
    [fitnessmax,nmax] = max(eDadatfit);
    efitnessmax = [efitnessmax;fitnessmax];
    BangkitMax = eBangkit(nmax,:);
    IndividuMax = eIndividu(nmax,:);
    eIndividuMax = [eIndividuMax;IndividuMax];
    BangkitMaxlast = BangkitMax;
    schedmax = BangkitMax;
    sort = [Bangkit Dadatfit];
    summary = [summary; sort];
    david = [david; Dadatfit];

clc
max_variable_design=IndividuMax(1,:)
max_objective_function=fitness(1,:)
figure(gcf)
title('Grafik Nilai Maksimum GA','color','b')
xlabel('Jumlah Iterasi')
ylabel('Nilai Fungsi Obyektif')
hold on
plot(efitnessmax, 'DisplayName', 'efitnessmax',
'YDataSource', 'efitnessmax');
hold on
end

```

### C. Duelist Algorithm

```
%=====
%=====
%=====
% Duelist Algorithm
% Author      : Totok Ruki Biyanto (TRB),
Henokh Yernias Fibrianto
% Email       : trb@ep.its.ac.id;
trbiyanto@gmail.com; joelhenokh@gmail.com
% version     : 1.0
% Book        : Advances in Swarm
Intelligence: 7th International Conference, ICSI
https://books.google.co.id/books?isbn=3319410008
% Article DOI  : 10.1007/978-3-319-41000-5_4
%=====
%=====
%=====
```

```
clear all;
close all;
clc;
```

```
Hasilmax=[];
fitnessvector = [];
XDueler=[];
convergemax = [];
convergeiter = [];
DFDAfit = [];
xmax = [];
minmax = 'max';           % 'max' Maximum or 'min'
Minimum
Population = 100;         % Total number of
duelists in a population
MaxGeneration = 200;      % Maximum
Generation/Iteration
```



```

FightCapabilities = 50; % Fighting Capabilities
Champion = 0.1; % Champion Percentage
ProbLearning = 0.8; % Learning Probability
ProbInnovate = 0.1; % Innovate Probability
Luckcoeff = 0.01; % Luck Coefficient
LuckA = 0; % First Duelist Luck
Coefficient
LuckB = 0; % Second Duelist Luck
Coefficient
Duelist = [];
Duelisttemp1 = [];
Duelisttemp2 = [];
Duelisttemp3 = [];
DuelistInteger = [];
Datafit = [];
DataIlfat = [];
DataSort = [];
ElitDuelist = [];
HMI = [];
DataFDAfit = [];
maxall = [];
Dimension = 2;
UB = [15 1000]; % Upper Bounds
LB = [45 100]; % Lower Bounds

for rc = 1:Dimension
    RangeB(rc) = UB(rc) - LB(rc);
end

if (strcmp(minmax, 'max'))
    mm = 1;
else
    mm = -1;
end

%====Registrasi Duelist=====
Duelist =
floor(9*rand(Population, (FightCapabilities*Dimen
sion))+rand()));

```

```

%====Array to Int====
for i = 1:Dimension
    for j = 1:Population
        Duelisttemp1 =
Duelist(j,((i*FightCapabilities-
FightCapabilities)+1):(i*FightCapabilities));
        Duelisttemp2 = num2str(Duelisttemp1);
        Duelisttemp3 =
Duelisttemp2(~isspace(Duelisttemp2));
        DuelistInteger(j,i) =
str2num(Duelisttemp3);
    end
end

```

```

Datafit = [];

```

```

disp('DA Processing');
for Generasi = 1:MaxGeneration

```

```

    %====DA Processing====

```

```

    if (Generasi > 1)
        clc
        Generasi

```

```

        %====sortir====
        sort_fit = sortrows(sort,
(FightCapabilities*Dimension) + 1);
        Duelist1 =
sort_fit(randperm(size(sort_fit,1)),:);

```

```

        Remain = sort_fit(round((1-
Champion)*Population) + 1:Population, :);
        Winner = [];

```

```

X = Duelist1;
N = size(X,1);

```

```

if mod(N,2) == 0
    M=N;
else
    M=N-1;
end

```

```

for i=1:M
    fitnessvector(i) =
X(i,(FightCapabilities*Dimension) + 1);
end

```

```

fitnessvector = fitnessvector';

```

```

%====Setting Duelist=====
for i=1:M
    XDueler = X;
end

```

```

%====Setting Duel Arena=====

```

```

for i=1:2:M-1
    LuckA = (fitnessvector(i)*(Luckcoeff
+ rand*2*Luckcoeff));
    LuckB =
(fitnessvector(i+1)*(Luckcoeff +
rand*2*Luckcoeff));

```

```

        if fitnessvector(i)+LuckA <=
fitnessvector(i+1)+LuckB
            Winner(i) = 0;
            Winner(i+1) = 1;
        elseif fitnessvector(i)+LuckA >
fitnessvector(i+1)+LuckB
            Winner(i) = 1;
            Winner(i+1) = 0;
        end
    end

%=====Skill Transfer + Innovate=====

[M,d] = size(XDueler);
XAftermatch = XDueler;
for i=1:2:M-1
    if (Winner(i)==1)
        p = ceil(((d/2)-
1)*rand*ProbLearning);
        str = ceil(p+1+(((d/2)-2-
p)*rand*ProbLearning));
        XAftermatch(i,:) =
[XDueler(i,1:p) XDueler(i+1,p+1:str)
XDueler(i,str+1:d)];
        for j=1:d
            p = rand;
            if (p<=ProbInnovate)
                XAftermatch(i+1,j) =
abs(floor(rand()*9));
            end
        end
    else
        p = ceil(((d/2)-
1)*rand*ProbLearning);
        str = ceil(p+1+(((d/2)-2-
p)*rand*ProbLearning));

```

```

                                XAftermatch(i+1,:) =
[XDueler(i+1,1:p) XDueler(i,p+1:str)
XDueler(i+1,str+1:d)];
                                XAftermatch(i,:) = XDueler(i,:);
                                for j=1:d
                                    p = rand;
                                    if (p<=ProbInnovate)
                                        XAftermatch(i,j) =
abs(floor(rand()*9));
                                    end
                                end
                            end
                        end
                    end
                end
            end
        end
    end
end

```

```

Xnew = XAftermatch;

```

```

    sort_fitnew = sortrows(Xnew,
(FightCapabilities*Dimension) + 1);
    Duelistnew =
sort_fitnew(round((Champion)*Population)+1:Population, :);
    Duelist =
[Duelistnew(:,1:(FightCapabilities*Dimension));R
emain(:,1:(FightCapabilities*Dimension))];

```

```

end;
ElitDuelist = [ElitDuelist; Duelist];

```

```

for i = 1:Dimension
    for j = 1:Population
        Duelisttemp1 =
Duelist(j, ((i*FightCapabilities-
FightCapabilities)+1):(i*FightCapabilities));
        Duelisttemp2 =
num2str(Duelisttemp1);
        Duelisttemp3 =
Duelisttemp2(~isspace(Duelisttemp2));
        DuelistInteger(j,i) =
str2num(Duelisttemp3);
    end
end

```

```

        end
    end

```

```

Datafit = [];

```

```

for k = 1:Population

```

```

    for ii=1:Dimension
        X0(ii,k) =
        (((DuelistInteger(k,ii)+1)/(10^FightCapabilities
        ))*RangeB(ii))+LB(ii);
    end

```

```

%         cost = -
        (((X0(1,k).^2)+(X0(2,k).^2)).^0.5).*cos((X0(1,k)
        )) -
        (X0(2,k)))).*exp(cos((X0(1,k)).*(X0(2,k)+5))./7
        ));

```

```

        fitness = objfunc( X0(:,k));
        Datafit = [Datafit; mm*fitness];

```

```

    end

```

```

Data1fit = Datafit;
[fitnessmax, nmax] = max(Data1fit);
DataFDAfit = [DataFDAfit;fitnessmax];
DuelistMax = Duelist(nmax,:);
DuelistMaxLast = DuelistMax;
Hasilmax = DuelistMax;
sort = [Duelist Datafit];
maxall = [maxall; sort];

```

```

for i = 1:Dimension

```

```

    HasilMaxtemp1 =
    Hasilmax(1,(((i*FightCapabilities)-
    FightCapabilities)+1):(i*FightCapabilities));
    HasilMaxtemp2 = num2str(HasilMaxtemp1);

```

```

        HasilMaxtemp3 =
HasilMaxtemp2(~isspace(HasilMaxtemp2));
        HasilMaxInt(1,i) =
str2num(HasilMaxtemp3);
    end
    HMIIt = [];
    for ij=1:Dimension
        HMIIt = [HMIIt, HasilMaxInt(1,ij)];
    end
    HMI = [HMI; HMIIt];
end

plot(DataFDAfit);
hold on

[fitnessmaxf, nmaxf] = max(DataFDAfit);
for ik=1:Dimension
    X0maxfix(ik) =
    (((HMI(nmaxf,ik)+1)/(10^FightCapabilities))*Rang
eB(ik))+LB(ik);
end

X0maxfix
[fitnessmaxf, nmaxf] = max(DataFDAfit)

convergemax = [convergemax;fitnessmaxf];
convergeiter = [convergeiter;nmaxf];
xmax = [xmax;X0maxfix];
DFDAfit = [DFDAfit,DataFDAfit];

```

*Halaman sengaja dikosongkan*



## BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Yudha Dwi Kiswanto yang akrab disapa yudha. Penulis merupakan anak ke-dua dari tiga bersaudara, terlahir di kabupaten tuban pada tanggal 26 Desember 1994 Penulis menempuh pendidikan di SDN Ngrayung lulus tahun 2007, SMPN 1 Plumpang lulus tahun 2010, dan SMAN 2 Tuban, Tuban lulus tahun 2013. Pendidikan sarjana ditempuh di Jurusan Teknik Fisika ITS melalui jalur SNMPTN 2013 dan mendapat bantuan finansial dengan Program Bidik Misi .Selama aktif menjadi mahasiswa, penulis bergabung dalam unit kegiatan mahasiswa Robotik selama periode 2014-2015 sebagai Staff & 2015-2016 sebagai Kepala Departemen desain dan mekanik. Pengalaman *internship program* selama 2 bulan di PT. PJB Tanjung Awar-awar, Tuban. Bidang minat penulis dalam mengerjakan tugas akhir adalah instrumentasi. Penulis dapat dihubungi di email *yudhadwi19@gmail.com*.